

0-734120 -/

На правах рукописи

ФАФУРИН ВИКТОР АНДРЕЕВИЧ

Гидродинамика и разделительная способность течений в  
гидромеханических устройствах и аппаратах

05.17.08- Процессы и аппараты химических технологий

4

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

КАЗАНЬ 2003

Работа выполнена в Казанском государственном технологическом университете.

Научный консультант	- доктор технических наук, профессор Сергей Германович Дьяконов.
Официальные оппоненты:	- доктор технических наук, профессор Александр Леонидович Таран, - доктор физико-математических наук, профессор Андрей Николаевич Саламатин, - доктор технических наук, профессор Андрей Николаевич Николаев,
Ведущая организация:	Всероссийский научно-исследовательский институт углеводородного сырья, г.Казань.

Защита состоится 20 июня 2003 в 14 час на заседании диссертационного совета по защите докторских диссертаций Д 212.080.06 при Казанском государственном технологическом университете по адресу 420015, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68 (корпус А, зал заседаний Ученого совета).

Отзывы на автореферат просим отправлять по адресу: 420015, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68, КГТУ, Ученый Совет.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Казанского государственного технологического университета.

Автореферат разослан «*17*» мая 2003

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук, профессор



С.И. Поникаров.

**Актуальность работы**

В химической и ряде других отраслей промышленности широко распространены гидромеханические устройства и аппараты, действие которых основано на эффектах, возникающих в закрученных и рециркуляционных потоках.

Для отделения пыли от газов и воздуха широкое применение получили циклоны. Эффект очистки в этих аппаратах достигается благодаря действию центробежных сил, возникающих в закрученном течении, имеющем место в проточной части циклона. Принцип действия центрифуг и жидкостных центробежных сепараторов, предназначенных для разделения жидких неоднородных систем, **массообменных** колонн с **прямоточно-вихревыми** элементами, вихревых труб, используемых для конденсации паров органических растворителей также основан на явлениях, сопровождающих закрученное течение.

Расходомерная диафрагма является широко распространенным устройством, в проточной части которого возникают обширные рециркуляционные зоны. Оптимизация рабочих характеристик диафрагмы и повышение точности измерения расхода сред с ее помощью, особенно в условиях нестационарности, является одним из важнейших условий обеспечения энерго- и ресурсосбережения, которое становится все более актуальным для современной промышленности.

Закрутка потока является основой процесса разделения гетерогенных сред в гидроциклонах. Гидроциклоны относятся к **высокоэффективному** оборудованию, просты и дешевы в изготовлении, обладают высокой производительностью. Расчет разделительной способности гидроциклона должен базироваться на результатах предварительного детального анализа структуры сложного закрученного течения, имеющего место в проточной части гидроциклона.

Несмотря на различное назначение и конструктивное исполнение, все вышеперечисленные устройства и аппараты объединяет наличие в их проточных частях закрученных и

рециркуляционных течений, корректное описание которых является основой для дальнейшего понимания и моделирования процессов разделения и процессов тепло и массообмена.

Несмотря на наличие обширной экспериментальной информации о структуре закрученных и рециркуляционных потоков и закономерностях протекающих в них процессов разделения, их моделирование остается одной из актуальных проблем при проектировании промышленных установок.

### **Цель работы**

Цель работы заключалась в следующем:

- разработка эффективной модифицированной математической модели и алгоритма расчета турбулентных одно- и двух-компонентных закрученных и рециркуляционных потоков в проточных частях гидромеханических устройств и аппаратов;
- экспериментальное и математическое исследование локальной кинематической структуры поля течения, интегральных характеристик, количественная оценка коэффициента расхода диафрагм в стационарных и нестационарных потоках;
- математическое исследование локальной кинематической структуры потока в осесимметричных каналах и гидроциклонах; разработка эффективных методов расчета гидродинамики и разделительной способности гидроциклона; экспериментальная проверка полученных методик
- экспериментальное изучение процессов разделения трехкомпонентных смесей с помощью комбинации двухфазных гидроциклонов.

### **Научная новизна работы**

В работе предложена новая модификация модели турбулентности и основанная на ней методика расчета, позволяющая вести комплексный расчет процессов разделения в аппаратах химической технологии. Приведены новые данные по характеристикам нестационарных турбулентных потоков на расходомерных узлах, влиянию нестационарности на структуру

рециркуляционных потоков в расходомерных диафрагмах и их технологических характеристиках. Предложены новые методики проведения нестационарных измерений в газовых потоках. Разработан новый подход к расчету разделительной способности гидроциклона на базе расчета траектории движения отдельной частицы с учетом турбулентных пульсаций скорости. Получены новые данные по использованию двухфазных гидроциклонов для разделения трехфазных смесей.

### **Практическая ценность работы**

На основе предложенных модифицированной модели турбулентности и алгоритма расчета уточнены значения коэффициентов расхода расходомерной диафрагмы при наличии возмущающих факторов, не учтенных в ГОСТ 8.563.1-97. Создана диагностическая система, позволяющая определить уровень пульсаций расхода на расходомерных узлах и выявить дополнительные систематические погрешности. Предложенные методики расчета гидродинамики и разделительной способности гидроциклонов позволяют рассчитывать технологические характеристики аппаратуры с учетом ее индивидуальных конструктивных особенностей, что повышает эффективность процесса проектирования гидромеханических устройств и аппаратов.

Результаты работы использованы на предприятиях ОАО «Газпром» и ОАО «Татнефть».

### **Достоверность полученных результатов**

Достоверность полученных результатов обеспечивалась применением образцовых средств измерения для калибровки рабочих средств измерения; применением специальных методик измерения, позволяющим учитывать дополнительные динамические погрешности измерения, а также погрешности, вызванные временным и температурным дрейфом калибровочных характеристик. Применение автоматизированных систем съема и обработки информации позволило исключить влияние субъективных факторов, увеличить объемы экспериментальной информации до уровня, исключающего случайные составляющие погрешности. Достоверность результатов расчета обеспечивалась путем сравнения с экспериментальными данными самого автора и экспериментальными данными других

авторов. Влияние пространственных и временных шагов при выполнении численных расчетов исключалось путем получения решений, не имеющих сеточную зависимость.

### **Основные положения, выносимые на защиту**

На защиту выносятся:

- модифицированная математическая модель течения одно- и двухфазных турбулентных рециркуляционных и закрученных потоков, позволяющая учитывать анизотропию турбулентности;

- результаты численного эксперимента по определению распределения скорости, давления и турбулентных характеристик на участке диафрагмирования в стационарных и нестационарных условиях, в ходе которого обнаружен резкий рост турбулентной кинетической энергии в области за диафрагмой, с максимумом расположенным в области смешения транзитной части потока и зоны рециркуляции;

- опытные данные по определению коэффициентов расхода диафрагмы, полученные в ходе выполнения численных, лабораторных и натурных экспериментов, из которых следует, что пульсации расхода приводят к систематическим погрешностям в определении мгновенных значений расхода газа, достигающих 3.5 %;

- математическая модель оценки начального приближения при численном расчете параметров закрученного течения, позволяющая сократить временные затраты в 3 раза;

- результаты численного эксперимента по определению распределения скорости, давления и турбулентных характеристик закрученного потока на начальном участке цилиндрической трубы и в зоне смешения при однонаправленном и противоположном вращении внешнего и внутреннего потоков;

- результаты численного эксперимента по определению кинематической структуры и характеристик турбулентности закрученного течения и разделительной способности гидроциклона;

- математическая модель расчета разделительной способности гидроциклона с учетом турбулентных пульсаций скорости;

- опытные данные по разделительной способности закрученного движения систем жидкость - твердые частицы, жидкость - нефть в гидроциклоне;

- опытные данные по применению комбинации двухфазных гидроциклонов для разделения трехкомпонентных смесей.

### **Апробация работы**

Основные результаты работы были доложены на следующих научно-технических конференциях:

- Научные сессии КГТУ (1997-2002)
- Международная конференция «Математические методы в химии и химической технологии». Тула 1996 г.
- IV-я конференция по интенсификации нефтехимических процессов «Нефтехимия-96». Нижнекамск. 1996 г.
- Ежегодный международный конгресс «Новые высокие технологии для газовой, нефтяной промышленности, энергетики и связи.» Москва 1997, Казань 1998 г.
- Вторая Всероссийская конференция молодых ученых, специалистов и студентов по проблемам газовой промышленности. Москва 1997 г.
- IV-я научно-практическая конференция молодых ученых и специалистов Республики Татарстан. Казань 2001 г.
- Научно-технические семинары «Внутрикамерные процессы в энергетических установках. Акустика. Диагностика. Экология. КВАКИУ им. М.Н. Чистякова. Казань 2002 г.
- Российский национальный симпозиум по энергетике. Казань 2001 г.
- Второй международный конгресс «Нелинейный динамический анализ» МАИ, Москва 2002 г.
- 

### **Публикации**

Основные результаты исследований изложены в 44 научных трудах, опубликованных в отечественной и зарубежной печати.

**Структура работы.** Работа изложена на 255 страницах и состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения.

## Содержание работы

Все многообразие методов моделирования турбулентных течений можно разбить на следующие три основные группы: прямое численное моделирование, моделирование крупномасштабных вихрей и замыкание уравнений Рейнольдса полуэмпирическими моделями турбулентности. Имеющийся опыт применения первых двух подходов позволяет сделать вывод, что современный уровень развития вычислительной техники и численных алгоритмов не позволяет решать практические задачи, для которых характерны значения чисел Рейнольдса свыше 10000. В то же время движение сред в проточных частях аппаратов химической технологии характеризуются значениями значительно большими. Таким образом, для инженерной практики в настоящее время более приемлемым видится третий подход.

Среди полуэмпирических моделей широкое распространение получили модели турбулентной вязкости, в основе которых лежит гипотеза Буссинеску о пропорциональности напряжений Рейнольдса и градиентов осредненных составляющих скорости:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_\tau \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (1)$$

Турбулентную вязкость  $\nu_\tau$  Колмогоров и Прандтль предложили определять в виде произведения двух масштабов турбулентности:

$$\nu_\tau = \overset{\wedge}{u} l \quad (2)$$

В развитии этой идеи многими исследователями были предложены различные способы определения этих масштабов, как на основе алгебраических выражений, так и на основе решения дифференциальных уравнений переноса в частных производных. В частности, двухпараметрическая  $k - \epsilon$  - модель турбулентности основана на расчете масштабов турбулентности путем решения уравнений переноса для турбулентной кинетической энергии и скорости диссипации турбулентной кинетической энергии. Классический вариант этой модели хорошо зарекомендовал себя для расчета характеристик изотропных турбулентных потоков. Однако,



как показывают результаты исследований, применение стандартного варианта двухпараметрической  $k - \varepsilon$ -модели для расчета рециркуляционных и закрученных потоков не дает удовлетворительных результатов.

Согласно работам таких известных ученых, как П.Брэдшоу, Б.Устименко, А.Халатов основная причина этого заключается в том, что турбулентность в таких течениях является анизотропной, что вызвано действием инерционных центробежных и кориолисовых сил. Это приводит к существенному изменению значений турбулентной кинетической энергии и кажущихся напряжений Рейнольдса. Таким образом, для применения полуэмпирических моделей для расчета закрученных и рециркуляционных потоков необходима их модификация.

Одним из наиболее эффективных способов модификации является использование аналогии между влиянием кажущихся массовых сил, обусловленных центростремительным и кориолисовым ускорениями, и влиянием действительной массовой силы, такой как плавучесть. Впервые на возможность использования такой аналогии было указано в работах Прандтля и П. Брэдшоу. Суть идей этих ученых заключается в представлении модельных констант полуэмпирических моделей в виде функций чисел Ричардсона, которые определяют соотношение воздействий сил сдвига и массовых сил на структуру турбулентности.

Как было упомянуто при рассмотрении актуальности работы, гидроциклоны и диафрагмы являются типичными примерами гидромеханических устройств и аппаратов, в которых реализуются рециркуляционные и закрученные потоки. Несмотря на широкое распространение в промышленности и большое количество исследовательских работ, проблему описания гидродинамики диафрагм и гидроциклонов, а также процессов разделения, происходящих в гидроциклоне нельзя считать окончательно решенной.

Для описания закрученных и рециркуляционных потоков, в работе использована система уравнений Рейнольдса, замкнутых двухпараметрической  $k - \varepsilon$ -моделью турбулентности, которая в

обобщенном виде для осесимметричных координат записывается следующим образом:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + u \frac{\partial \Phi}{\partial x} + \frac{1}{r} v \frac{\partial(r\Phi)}{\partial r} - \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma_{\phi} \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \Gamma_{\phi} r \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) = S_{\phi} \quad (3)$$

Уравнения переноса были аппроксимированы методом контрольного объема, основная идея которого состоит в том, что расчетную область разбивают на конечное число непересекающихся контрольных объемов. Аппроксимация конвективных членов основывалась на схеме «против потока», а диффузионных - на центрально-разностной схеме и была осуществлена в неявной форме на разнесенной сетке.

В результате аппроксимации были получены конечно-разностные аналоги следующего вида:

$$\begin{aligned} a_{e,i,j} u_{i,j} = & a_{E,i,j} u_{i+1,j} + a_{P,i,j} u_{i-1,j} + a_{n,i,j} u_{i,j+1} + \\ & + a_{s,i,j} u_{i,j-1} + b_{i,j} + r_{2i,j} (p_P - p_E) \Delta r_{2,j} + S_u \end{aligned} \quad (4)$$

с коэффициентами, вычисленными по формулам:

$$\begin{aligned} a_{P,i,j} &= \frac{\Delta r_{2,j}}{\Delta x_{2,i-1}} v_{\text{eff},P} r_{2,j} + \left[ u_P, 0 \right] r_{2,j} \Delta r_{2,j} \\ a_{E,i,j} &= \frac{\Delta r_{2,j}}{\Delta x_{2,i}} v_{\text{eff},E} r_{2,j} + \left[ -u_E, 0 \right] r_{2,j} \Delta r_{2,j} \\ a_{n,i,j} &= \frac{\Delta x_{1,j}}{\Delta r_{1,j}} v_{\text{eff},n} r_{1,j} + \left[ -v_n, 0 \right] r_{1,j} \Delta r_{1,j} \\ a_{s,i,j} &= \frac{\Delta x_{1,i}}{\Delta r_{1,j-1}} v_{\text{eff},s} r_{1,j-1} + \left[ -v_s, 0 \right] r_{1,j-1} \Delta r_{1,j} \\ a_{e,i,j} &= a_{E,i,j} + a_{P,i,j} + a_{n,i,j} + a_{s,i,j} + a_{e,i,j}^0 \\ b_{i,j} &= -\frac{\Delta x_{1,i} \Delta r_{2,j}}{\Delta t} r_{2,j} u_e^0 + S_u \end{aligned} \quad (5)$$

Для замыкания системы были заданы граничные условия на всех ограничивающих расчетную область поверхностях.

Постановка граничных условий вблизи стенки требует особого внимания, т.к. модели справедливые для основной части течения в пристеночной области работают неудовлетворительно. Из существующих подходов к решению данного вопроса наиболее оптимальным оказалось использование пристеночных функций в следующем виде:

$$C_{\mu} = 0.09 \left[ 1 - \exp(-0.021 \sqrt{k} y / \nu) \right] \left\{ 1 + 31.66 / (k^2 / \nu \varepsilon)^{1/4} \right\} \quad (6)$$

$$C_2 = 1.92 \left[ 1 - 0.01 \exp(-(k^2 / \nu \varepsilon)^2) \right] \left[ 1 - \exp(-0.0631 \sqrt{k} y / \nu) \right]$$

Задание входных граничных условий осуществлялось в виде явных распределений рассчитываемых параметров. Выходные граничные условия в зависимости от решаемой задачи ставились следующим образом:

1. Расчет начального участка перед диафрагмой:  $\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0$  для всех рассчитываемых параметров;
2. Расчет рециркуляционных потоков:  $p = \text{const}$  и  $\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0$  для остальных рассчитываемых параметров
3. Расчет закрученных потоков:  $\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho w^2}{r}$  и  $\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0$  для остальных рассчитываемых параметров.

Общий процесс расчета носил итерационный характер. Процесс сходимости решения контролировался по сумме невязок  $Z$  уравнения неразрывности, которая рассчитывалась по формуле:

$$Z = \sum_{X} \sum_{R} (r_p u_e \Phi_p - r_p u_w \Phi_p) \Delta r + (r_n v_n \Phi_p - r_s v_s \Phi_p) \Delta x \quad (7)$$

Уменьшение суммы невязок для всех контрольных объемов, покрывающих расчетную область означало сходимость решения всей системы уравнения. Решение считалось окончательным, когда переставали меняться профили всех рассчитываемых параметров. Такой критерий возможно является достаточно жестким и значительно увеличивает время счета, однако позволяет избежать возможности возникновения погрешностей численного расчета, вызванных выполнением недостаточного числа итераций.

При решении систем алгебраических уравнений наиболее эффективными оказались полинейный метод переменных направлений, сильно неявная процедура и метод Гаусса.

Одним из основных шагов численного расчета является задание начальных данных. В результате численных экспериментов было выявлено, что задание на входной границе значительных значений окружной скорости, определяющей закрутку потока, приводит к расходимости решения. Поэтому расчет необходимо вести ступенчато, увеличивая степень закрутки. При этом в качестве начальных данных для расчета течения с более высокой степенью закрутки необходимо использовать значения с предыдущего расчета с меньшими значениями закрутки, постепенно доводя значение закрутки до желаемых значений. Кроме необходимости такого постепенного увеличения степени возникает необходимость поочередного решения системы уравнений.

Тестирование базовых расчетных алгоритмов и программного обеспечения на основе расчета ламинарных и турбулентных потоков в цилиндрической трубе показало корректность работы созданного программного комплекса в целом.

Обширные рециркуляционные зоны за диафрагмой не позволяют использовать для расчета течения стандартный вариант двух параметрической К-Е модели турбулентности, в силу существенного влияния анизотропии. На основе вариантных численных экспериментов предложена модификация коэффициента  $C_2$ , входящего в источниковый член уравнения переноса скорости диссипации турбулентной кинетической энергии в виде экспоненциальной функции числа Ричардсона:

$$C_2 = 1.92 \exp(q_R Ri_R)$$

$$Ri_R = \frac{\sqrt{u^2 + v^2}}{R_{KP} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru) + \frac{\partial v}{\partial x} \right]} \quad (8)$$

В этом выражении  $q_R$  является эмпирической константой, а  $Ri_R$  - числом Ричардсона кривизны, учитывающим влияние кривизны линий тока, обусловленной рециркуляцией, на турбулентные характеристики потока.

Экспоненциальная форма модификации позволяет исключить возможность возникновения отрицательных значений коэффициента  $C_2$  в ходе выполнения численного расчета, что в свою очередь дает большую возможность в выборе константы  $q_R$  и в обеспечении согласования расчетных и экспериментальных данных.

В результате численных расчетов турбулентного потока во внезапно расширяющейся трубе было установлено, что наилучшее совпадение расчетных и экспериментальных значений в зоне рециркуляции достигается при значении константы  $q_R = -1.8$ .

Анализ расчетных и экспериментальных данных показал, что использование модификации (8) дает более точные результаты по сравнению со стандартной моделью в зоне рециркуляции. Однако в области, за рециркуляционной зоной, согласование результатов расчета по стандартной модели лучше, чем с учетом модификации.

Ухудшение предсказательной способности модифицированной модели в области малой кривизны линий тока объясняется по всей видимости тем, что использование модификации коэффициента  $C_2$  для всей области течения кажется не совсем целесообразным. Коэффициент  $C_2$  для стандартного варианта к-е модели выбирался из условия наилучшего совпадения расчетных и экспериментальных данных для течений с неискривленными линиями тока. В то же время, течение с зонами рециркуляции имеет также и зоны с небольшим

искривлением линий тока. Этим и объясняется ухудшение результатов расчета в зонах с небольшим искривлением линий тока.

С целью улучшения результатов расчета во всех областях, на основе численных экспериментов были получены следующие выражения определяющие, когда необходима коррекция  $C_2$ , а когда нет:

$$\begin{aligned} C_2 &= 1.92 \exp(q_R Ri_R) \text{ при } Ri_R > 0.2 \\ C_2 &= 1.92 \text{ при } Ri_R \leq 0.2 \end{aligned} \quad (9)$$

Апробация модификации(9) была выполнена путем сравнения с рядом экспериментальных данных других авторов. В работе Вильсона исследовалась структура потока вблизи диафрагмы с использованием термоанемометра. В результате экспериментов было установлено, что кромка диафрагмы является сильным турбулизатором потока, в результате чего за диафрагмой резко возрастает интенсивность турбулентных пульсаций. Причем максимум турбулентных пульсаций в сечении канала находится на уровне расположения кромки диафрагмы. Аналогичные результаты были получены расчетным путем на основе модификации (9). На рисунке 1 показано рассчитанное распределение кинетической энергии турбулентных пульсаций в сечении за диафрагмой, из которого следуют те же самые выводы. Значительная разница уровня турбулентности в слое смещения и на оси может вызвать значительную погрешность измерения скорости термоанемометром в области максимальных значений турбулентной кинетической энергии. Возникновение этой погрешности объясняется значительным различием условий теплообмена между потоком и нитью термоанемометра в области смещения и на оси. Поэтому следует ожидать, что профиль скорости, измеренный термоанемометром, будет искажен в области максимальной турбулентной кинетической энергии. Действительно, сравнение расчетного и экспериментального профиля скорости за диафрагмой (рис.1) показывает, что имеет место значительная разница именно в области максимальной кинетической энергии. Такой разницы не наблюдается в профилях скорости в сечении до диафрагмы (рис.2), где распределение кинетической энергии более равномерно, а ее значения значительно меньше значений за диафрагмой.

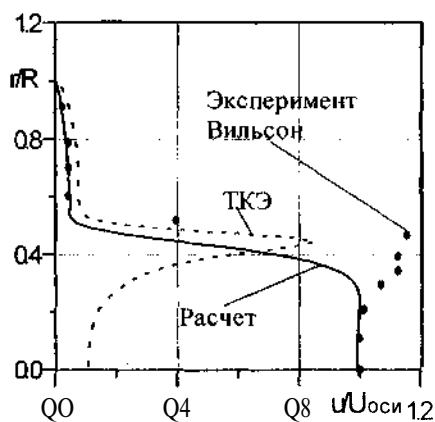


Рис.1. Распределение модуля осевой скорости на расстоянии  $0.04D$  за диафрагмой

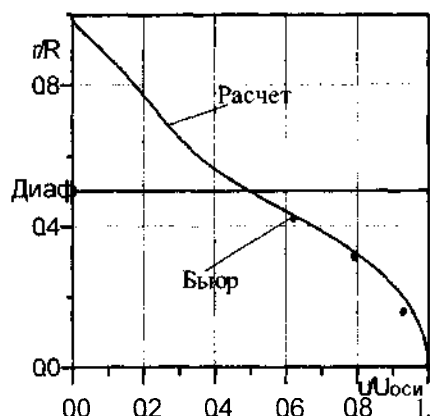


Рис.2. Профиль скорости на расстоянии  $0.1D$  перед диафрагмой.

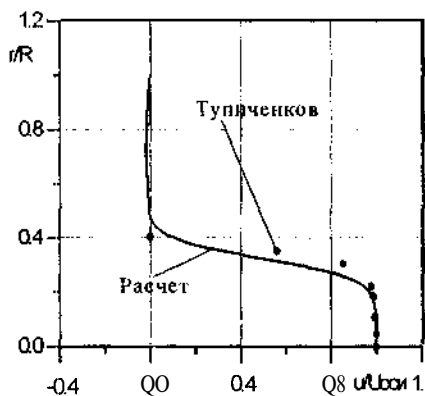


Рис.3. Профиль скорости на расстоянии  $0.04D$  за диафрагмой.

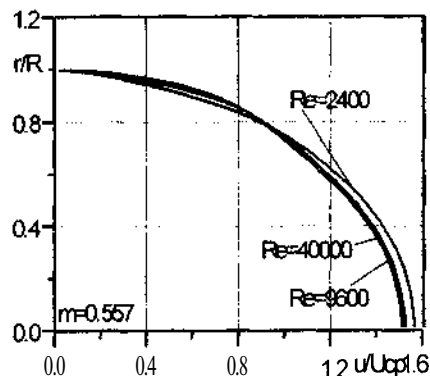


Рис. 4. Профили скорости на расстоянии  $0.34D$  до диафрагмы.

Сравнение расчетных данных и экспериментальных данных, полученных с помощью пневмометрического метода, лишенного недостатка, связанного с неравномерностью распределения турбулентной кинетической энергии дает удовлетворительное согласование по всему поперечному сечению (рис.3).

Удовлетворительное согласование экспериментальных и расчетных значений получено и для статического давления.

С использованием представленных выше системы уравнений, численного алгоритма и модификации модели был выполнен подробный математический эксперимент по исследованию структуры стационарного и нестационарного турбулентного потока на участке диафрагмирования, а также рабочих характеристик диафрагмы при наличии пульсаций для трех значений модуля:  $m=0.242, 0.557, 0.64$  и для трех значений числа  $Re=17000, 96000, 400000$ . Нестационарный поток рассчитывался для следующих значений параметров:  $\alpha=0.557$ ,  $Re=400000$ ,  $Sh=0.5$ , амплитуда пульсаций расхода 10 %.

На основе анализа представленных результатов были выявлены следующие основные особенности. С увеличением числа Рейнольдса уменьшается различие в распределении скорости, что говорит об автомодельности течения по профилям скорости (рис. 4). В то же время сохраняется существенное различие в профилях ТКЭ (рис. 5), причем максимум ТКЭ располагается в зоне смещения транзитной части потока и рециркуляционной части. Анализ распределения давления вдоль канала показал, что не совпадают сечения минимального давления на стенке и на оси, что является экспериментально подтвержденным фактом и должно учитываться при использовании диафрагмы в качестве расходомерного устройства. В нестационарных условиях изменение коэффициента расхода отстает от изменения самого расхода на величину, меньшую  $l/2$ , причем в стадии ускорения коэффициент расхода сначала уменьшается, а затем растет (рис. 6). В то же время, в стационарных потоках рост числа  $Re$  ведет к однозначному уменьшению коэффициента расхода, что говорит о явном влиянии нестационарности на величину коэффициента расхода. Таким образом, использование на практике стационарных значений коэффициента расхода при наличии пульсаций приводит к погрешности определения мгновенного расхода, равной 3.5%. В то же время рассчитанное по численной методике значение коэффициента расхода отличается от экспериментального лишь на величину 0.3%.

Лабораторное исследование расходомерных характеристик диафрагмы было выполнено на газодинамической установке



разомкнутого типа, показанной на рис. 7. Результаты экспериментального определения коэффициента расхода для диафрагмы с модулем 0.557 (рис. 8). показали, что действительный коэффициент расхода диафрагмы выше своего аналога, определенного по ГОСТ 8.563.1-87 для одного и того же числа Рейнольдса, на 4 %.

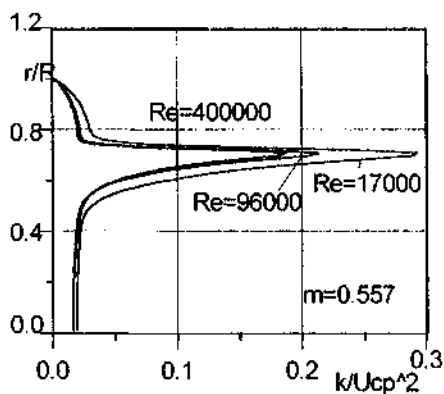


Рис. 5. Профили турбулентной кинетической энергии.

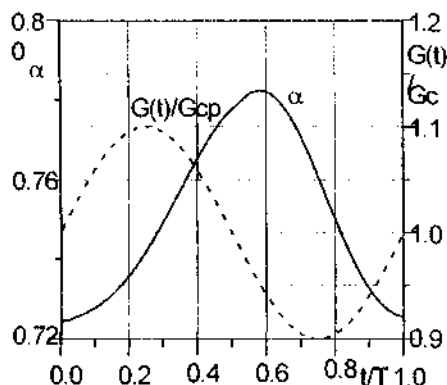


Рис. 6. Изменение коэффициента расхода внутри одного периода.  
 $Re=400000$ ,  $Sh=0.5$ ,  $m=0.557$ ,  
 Амплитуда 10%.

Анализ результатов расчета и экспериментальных данных для нестационарных режимов показал, что численная методика может быть использована для определения мгновенных значений коэффициента расхода в нестационарном режиме с точностью 0.5 % (рис.9).

На рис. 10 показана схема проведения натурных экспериментов, выполненных с целью определения характеристик пульсаций расхода на расходомерных узлах ряда предприятий ОАО «Газпром», ПО «Татэнерго». Временная развертка (рис. 11) показала, что пульсации перепада носят стохастический характер с несущей частотой пульсаций порядка 5 Гц, а амплитуда несущей гармоники 5% . (рис. 12).

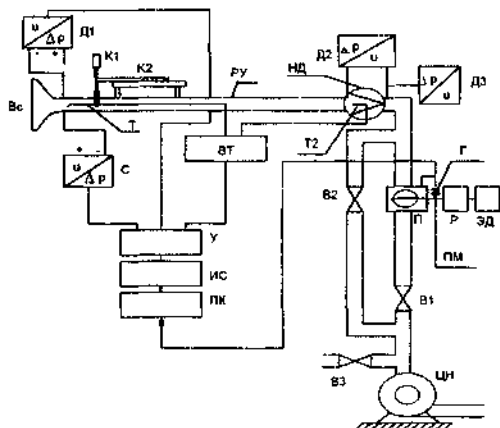


Рис. 7. Схема экспериментального стенда.

Д1,Д2,Д3 - датчики давления ДМИ, К1,К2 - координатники, Т,Т2 - термоанемометры, С-датчик давления Сапфир, Вс- сопло

Витошинского, ВТ - вторичная аппаратура термоанемометра, У- усилители, ИС-интерфейс связи, ПК-персональный комп., РУ-рабочий участок, НД-нормальная диафрагма, В1,В2,В3-вентили, П-пульсатор, Г-геркон, Р-редуктор, ЭД-электродвигатель, ПМ-постоянный магнит, ЦН-центробежный насос.

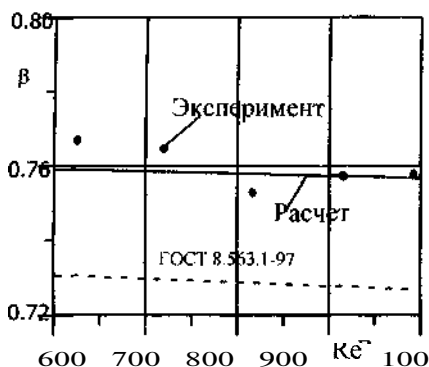


Рис. 8. Зависимость коэффициента расхода диафрагмы от числа Рейнольдса.

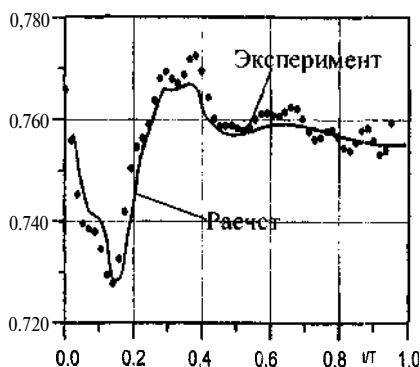


Рис. 9. Изменение коэффициента расхода внутри одного периода.

Таким образом, описанная в работе автоматизированная система позволяет определить спектр пульсаций перепада давления и динамические систематические погрешности, обусловленные влиянием пульсаций расхода.

В совокупности с разработанным численным алгоритмом расчета течения в диафрагме автоматизированная система является достаточным инструментом для определения динамических погрешностей на **расходомерных узлах**.

Спектр пульсаций определяет первоначальную оценку изменения расхода на входе в измерительный участок, по которой затем по предложенной модели определяется истинное значение составляющих динамических погрешностей.

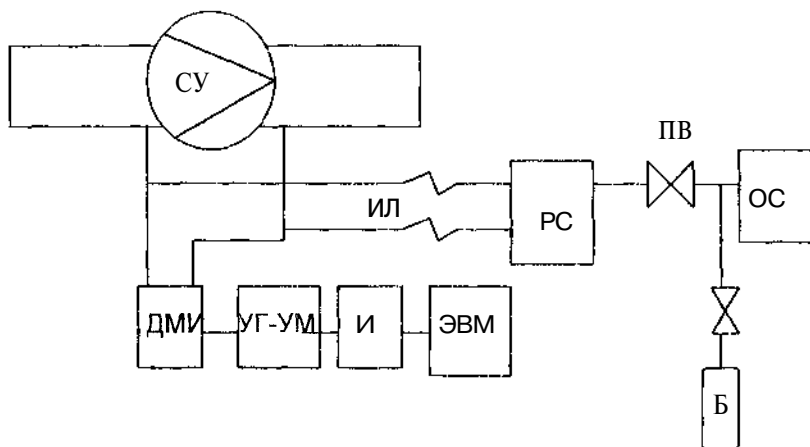


Рис. 10. Схема подключения диагностического оборудования при проведении натурных экспериментов. СУ-сужающее устройство, ДМИ- чувствительный преобразователь перепада давления, УГ-УМ- вторичный блок датчика ДМИ, И-интерфейс связи с компьютером (ЭВМ), РС- штатное рабочее средство измерения, используемое на объекте, ОС-образцовое средство НОСП-63, Б-Балон для подачи газа в калибровочную линию, ИЛ-импульсные линии, соединяющие отборники перепада давления с РС, ПВ-переходный вентиль.

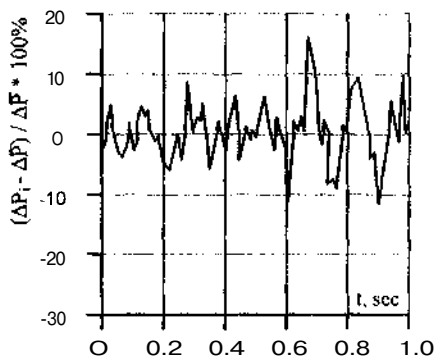


Рис. 11. Временная развертка относительного перепада давления на диафрагме.

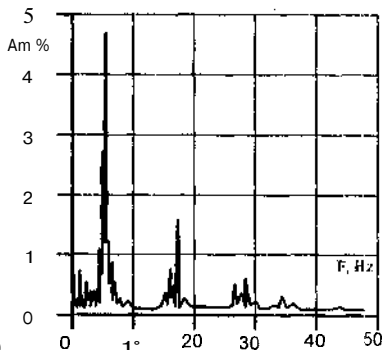


Рис. 12. Спектр пульсаций перепада давления на диафрагме.

Также как и в случае с рециркуляционными течениями, при моделировании закрученных потоков на основе двухпараметрической модели турбулентности необходима ее модификация, обусловленная эффектами анизотропии. В настоящей работе на основе вариантных численных экспериментов была получена следующая гибридная форма представления коэффициента  $C_2$  в виде экспоненциальной функции двух чисел Ричардсона. Первое число Ричардсона учитывает влияние кривизны, обусловленное рециркуляцией потока, второе - закруткой потока.

$$\begin{aligned}
 C_2 &= 1.92 \exp(q_w Ri_w + q_R Ri_R) \quad \text{если } (Ri_w > 0.3 \text{ и } Ri_R > 0.2) \\
 C_2 &= 1.92 \exp(q_w Ri_w) \quad \text{если } (Ri_w > 0.3 \text{ и } Ri_R < 0.2) \\
 C_2 &= 1.92 \exp(q_R Ri_R) \quad \text{если } (Ri_w < 0.3 \text{ и } Ri_R \geq 0.2) \\
 C_2 &= 1.92 \quad \text{если } (Ri_w < 0.3 \text{ и } Ri_R < 0.2)
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$Ri_R = \frac{\sqrt{u^2 + v^2}}{R_{KP} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (ru) + \frac{\partial v}{\partial x} \right]} \quad Ri_w = \frac{\frac{w}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (rw)}{\left( \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left( r \frac{\partial w}{\partial r} \frac{1}{r} \right)^2} \tag{11}$$

Для отладки модифицированной модели, в качестве тестовой задачи были использованы экспериментальные данные, полученные Голдуином для сложного течения, образующегося в результате смешения двух соосных закрученных потоков и образования приосевой зоны рециркуляции (рис. 13). Стандартная модель не предсказывает существование этой зоны, что следует из отсутствия в расчетном профиле осевой скорости отрицательных значений (рис. 14). Кроме этого стандартная модель предсказывает значительно меньшие значения окружной скорости.

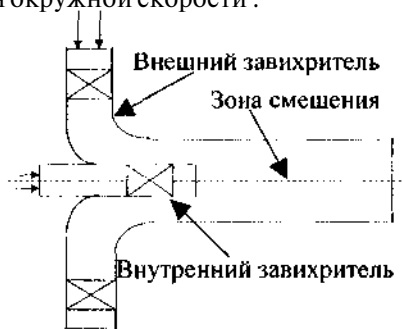


Рис. 13. Схема экспериментальной установки для отладки модификации (11).

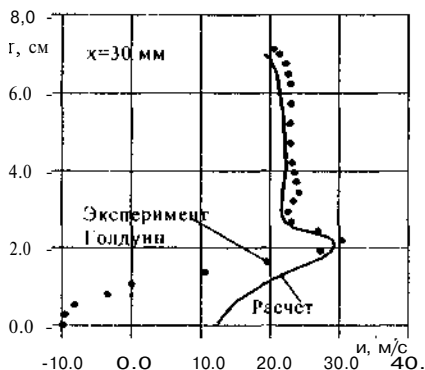


Рис. 14. Осевая скорость - стандартной модели.

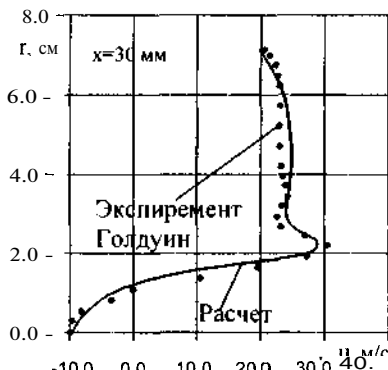


Рис. 15. Осевая скорость - модифицированная модель.

Применение предложенной модификации позволило качественно и количественно улучшить результаты расчета. Согласно расчетным профилям осевой скорости (рис. 15), модифицированная модель предсказывает существование приосевой рециркуляционной зоны. Кроме того, имеет место лучшее согласование экспериментального и расчетного профилей окружной скорости.

С целью определения работоспособности предлагаемых выражений для расчета гидродинамики закрученного течения были проанализированы результаты расчета профилей скорости для закрученного течения во внезапно расширяющейся трубе. Модифицированная модель в отличие от стандартной, так же предсказывает существование рециркуляционной зоны и дает лучшее количественное и качественное согласование расчетных и экспериментальных данных.

На основе предложенной модификации был выполнен подробный математический эксперимент, в результате которого выявлен характер влияния закрутки на кинематическую структуру закрученного потока в цилиндрическом канале.

Успешное использование предложенных модификаций, позволяет сделать предположение о возможности ее применения для расчета гидродинамики и разделительной способности гидроциклона, в проточной части которого реализуется сложное закрученное течение с рециркуляцией.

В отличие от стандартной модели турбулентности модифицированная модель правильно предсказывает сложную составную структуру вихревой зоны в циклонном аппарате (рис. 16).

Согласно результатам, полученным по стандартной модели, тангенциальная скорость меняется по закону вынужденного вихря во всем сечении циклона, в то время как экспериментальные данные и результаты расчета по модифицированной модели говорят об изменении тангенциальной составляющей скорости по закону вынужденного вихря вблизи оси и по закону свободного вихря в остальной части сечения. Было так же получено удовлетворительное согласование результатов расчета с экспериментальной информацией представленной в ряде других работ.

Численный эксперимент по определению поля скоростей, давления и турбулентных параметров проводился для цилиндрического гидроциклона, схема которого изображена на (рис. 17).

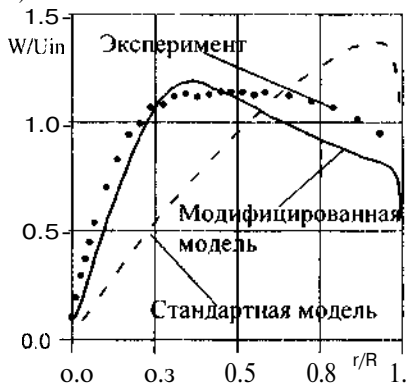


Рис. 16. Профиль осевой скорости в циклонном аппарате.

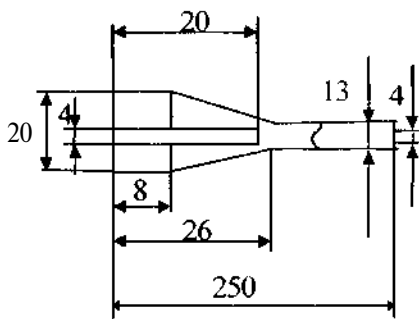


Рис. 17. Схема цилиндрического гидроциклона.

Данный гидроциклон был использован при проектировании установки разделения смеси воды, нефти и песка на НГДУ Иркенефть ОАО «Татнефть». Моделирование верхнего сливного патрубка было выполнено по аналогии с моделированием диафрагмы. Для моделирования конической части гидроциклона было использовано преобразование координат.

Результаты расчета представлены для шести последовательных сечений, расположенных в цилиндрической части. В пяти сечениях наблюдается наличие двух противоположно направленных потоков (рис. 18): осевого потока, направленного к верхнему сливному патрубку и периферийного потока, направленного к нижнему сливному патрубку. С продвижением потока к нижнему сливу модуль осевой скорости на оси в цилиндрической части гидроциклона уменьшается линейно. Более сложное изменение осевой скорости вблизи сливных патрубков объясняется сложной геометрией в этих областях. Все шесть профилей осевой скорости пересекаются в одной точке, из чего следует вывод о существовании цилиндрической

поверхности соосной с осью гидроциклона, на которой значения скорости остаются постоянными по всей длине гидроциклона.

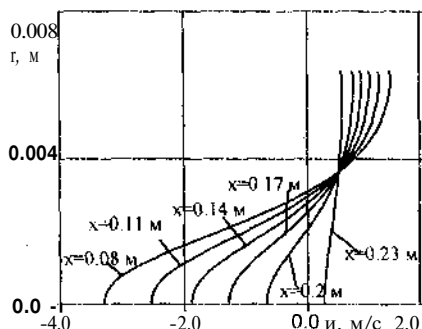


Рис. 18. Профили осевой скорости.

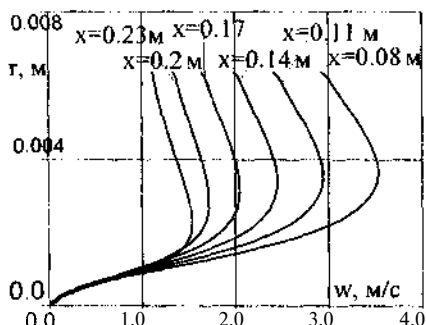


Рис. 19. Профили окружной скорости.

Область возвратного течения имеет место практически во всей проточной части, заканчиваясь на расстоянии 0.025 м от нижнего слива. Наличие двух противоположных потоков означает существование поверхности нулевой скорости, которая, как следует из результатов расчета имеет параболическую форму.

Распределение окружной скорости аналогично распределению скорости в цилиндрической трубе. В центральной части потока распределение окружной скорости соответствует вынужденному вихрю, в периферийной части - свободному вихрю. Действие сил вязкости приводит к уменьшению максимального значения окружной скорости. Одновременно с затуханием происходит смещение точки максимальной окружной скорости к оси канала, что в свою очередь приводит к увеличению зоны свободного вихря и соответственно к уменьшению зоны вынужденного (рис. 19).

Значения радиальной скорости составляют примерно 1% от значений окружной и осевой составляющих (рис 20). Во всей области течения радиальный поток направлен к оси гидроциклона. В средней части поперечного сечения радиальная скорость достигает своего максимума, который для всех поперечных сечений располагается на одном и том же радиусе.



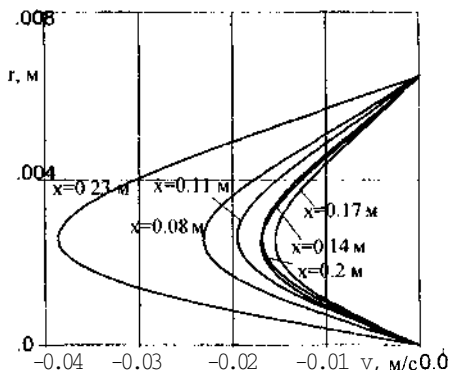


Рис. 20. Профили радиальной скорости.

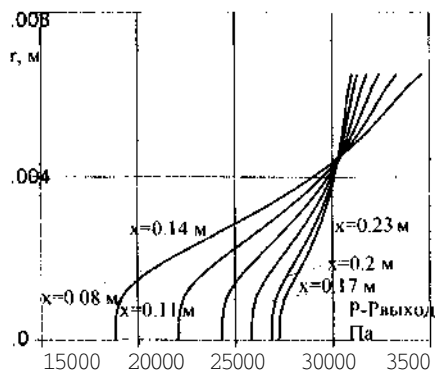


Рис. 21 Профили статического давления.

Радиальный градиент давления уменьшается по мере продвижения потока к нижнему сливу (рис. 21). Пересечение радиальных профилей давления в одной точке свидетельствует о существовании цилиндрической поверхности, расположенной соосно с осью гидроциклона, вдоль которой величина статического давления остается постоянной. Радиус этой цилиндрической поверхности оказался больше радиуса поверхности, на которой постоянной является осевая скорость.

На радиусах, превышающих радиус поверхности постоянного давления, статическое давление уменьшается. Напротив, в центральной части потока статическое давление растет до сечения, в котором осевая скорость на оси становится равной нулю и затем резко падает.

Анализ распределений турбулентных характеристик показывает, что по мере продвижения к нижнему сливному патрубку происходит уменьшение степени турбулентности. В непосредственной близости к нижнему сливу из-за резкого сужения потока наблюдается увеличение всех турбулентных характеристик.

В работе были также выполнены расчеты гидродинамики конического гидроциклона, разработанного в Дзержинском филиале Нижегородского государственного технического университета. Для конического гидроциклона, характерными оказались все те же

особенности распределения локальных гидродинамических параметров, что и для цилиндрического.

С целью определения разделительной способности гидроциклона был выполнен расчет траектории движения отдельной частицы в системе координат Лагранжа (12). Помимо сил инерции, были учтены сила сопротивления среды, а также силы возникающие из-за действия градиентов скорости и давления.

$$\begin{aligned} \frac{du_p}{dt} &= \Sigma F_x; \quad \frac{dv_p}{dt} - \frac{w_p^2}{r} = \Sigma F_r; \quad \frac{dw_p}{dt} - \frac{wv}{r} = \Sigma F_\varphi \\ u_p &= \frac{dx}{dt}; \quad v = \frac{dr}{dt}; \quad w_p = \frac{d\varphi}{dt} \end{aligned} \quad (12)$$

Рассматривались смеси, объемная концентрация дисперсной фазы в которых, не превышала 10 процентов как во входном патрубке, так и в обоих сливах. Такая небольшая концентрация имеет место в пластовых водах, которые поступают на поверхность в процессе добычи нефти. Низкая концентрация дисперсной фазы позволяет вести расчет гидродинамики потока без учета влияния частиц на основной поток.

Низкая концентрация частиц в нижнем сливе позволяет осуществлять отвод суспензии не сразу из нижнего слива в бункер, а через трубопровод, подающий жидкость в общий коллектор. Такая конструктивная схема может быть необходима в случае, когда один гидроциклон не в состоянии пропустить весь расход очищаемой жидкости. Наличие отводящих патрубков препятствует проникновению воздуха в проточную часть гидроциклона и образованию воздушного шнура. В связи с этим расчет локальных гидродинамических параметров велся в предположении, что вся проточная часть гидроциклона заполнена жидкостью.

В результате численных экспериментов было выявлено значительное влияние на траекторию частицы начальной степени закрутки потока, начального положения, размеров и плотности материала, что обусловлено зависимостью величины центробежной силы от выше перечисленных параметров. В то же время начальная

скорость частицы относительно общего потока заметного влияния не оказывала.

Особое внимание было уделено учету турбулентных пульсаций скорости основного потока. Для этого мгновенные значения скорости потока (13)

$$\begin{aligned}\bar{u} &= u + u' \\ \bar{v} &= v + v' \\ \bar{w} &= w + w' \\ \overline{u'^2} &= \overline{v'^2} = \overline{w'^2} = 2k/3 \\ \overline{u'} &= \overline{v'} = \overline{w'} = 0\end{aligned}\tag{13}$$

рассчитывались как сумма осредненной составляющей, получаемой из решения уравнения движения и пульсационной, задаваемой по нормальному закону распределения с нулевым средним и дисперсией, равной  $2/3$  ТКЭ определяемой из решения соответствующего уравнения переноса. Учет турбулентных пульсаций, путем случайной генерации пульсационных составляющих скорости обуславливает тот факт, что при каждом запуске программы расчета траектории частицы, будут получаться различные результаты. На рис.22 показаны две возможные траектории частицы в цилиндрическом гидроциклоне.

Под влиянием пульсаций скорости частица в конечном итоге может оказаться как в верхнем, так и в нижнем сливах. Было установлено, что с увеличением числа запусков значение вероятности попадания частицы в один из сливов стабилизируется (рис. 23) и перестает изменяться при дальнейшем увеличении числа запусков. Этот факт позволил разработать методику определения функции плотности вероятности распределения частиц по размерам в сливах гидроциклона и разделительной способности гидроциклона, основанную на расчете распределения локальных гидродинамических параметров в проточной части гидроциклона и траектории частицы с учетом турбулентных пульсаций.



Рис. 22 Возможные траектории частицы в цилиндрическом гидроциклоне.

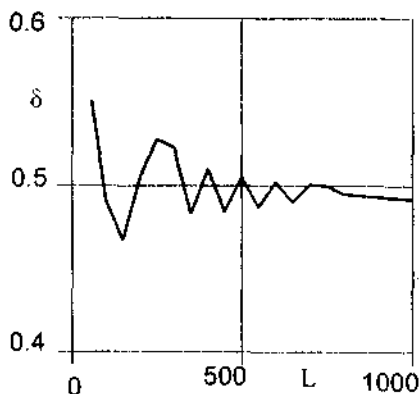


Рис. 23 Зависимость вероятности попадания частиц в слив от числа единичных экспериментов.

Предлагаемая методика заключается в выполнении следующих шагов:

1. Расчет распределения локальных гидродинамических параметров в проточной части гидроциклона на основе предложенной модификации двухпараметрической модели турбулентности;
2. Расчет вероятности попадания частиц данного размера в верхний и нижний слив гидроциклона на основе расчета траектории частицы с учетом турбулентных пульсаций;

$$\delta_{iB} = \sum_{j=1}^L \frac{n_{iB}^j}{n_i^j}$$

$$\delta_{iH} = \sum_{j=1}^L \frac{n_{iH}^j}{n_i^j}$$

3. Расчет распределения частиц по размерам в верхнем и нижнем сливах;

$$p_B(d_i) = \frac{\delta_{iB} p(d_i)}{\Delta x_i \sum_{i=1}^M \delta_{iB} p(d_i)} \quad (15)$$

$$p_H(d_i) = \frac{\delta_{iH} p(d_i)}{\Delta x_i \sum_{i=1}^M \delta_{iH} p(d_i)}$$

#### 4. Расчет массовой концентрации в сливах гидроциклона.

С целью апробации методики расчета разделительной способности гидроциклона, была создана экспериментальная установка и проведены лабораторные эксперименты.

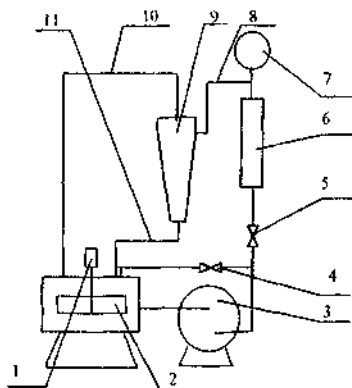


Рис. 24 Схема экспериментальной установки.

1 - электродвигатель, 2 - мешалка, 3 - центробежный насос, 4, 5 - вентили для регулирования расхода, 6 - ротаметр, 7 - манометр, 8 - вход в гидроциклон, 9 - конический гидроциклон, 10 - верхний выход из гидроциклона, 11 - нижний выход из гидроциклона.

Установка (рис. 24) состояла из бака, куда заливалась вода и добавлялось определенное количество песка. С помощью центробежного насоса смесь подавалась на вход конического

гидроциклона. Расход смеси подаваемой насосом определялся ротаметром. Расход на сливах из гидроциклонов определялся путем измерения времени налива калиброванных емкостей. Концентрация песка определялась путем взвешивания сухого остатка, после отстаивания и выпаривания проб. Размер частиц был заключен в интервале 40-63 мкм.

Для сравнения с результатами расчета по предлагаемой методике и экспериментальными данными разделительная способность гидроциклона была оценена по инженерной методике, согласно которой отношение расхода твердых частиц диаметром  $D_p$  через нижний слив к расходу частиц через вход определяется по следующей формуле:

$$\frac{G_{p \text{ низ}}}{G_{p \text{ входа}}} = 1 - \exp \left( -k \frac{(\rho_p - \rho) D_p^2}{\mu D^3} \right) \quad (16).$$

Для имевшего место в эксперименте режима течения эта величина в зависимости от способа ее получения имела следующие значения: экспериментальное значение - 0.94, значение, рассчитанное по численной методике - 0.95, значение полученное по инженерной методике - 1.0. Таким образом, согласно выражению (16) все частицы, размер которых находится в интервале от 40 мкм до 63 мкм, попадают в нижний слив. На наш взгляд основная причина расхождения экспериментальных данных и результатов, полученных по формуле 16 заключается в том, что в расчете по инженерной методике не учитывается влияние турбулентных пульсаций, в то время как предложенная в данной работе численная методика такое влияние учитывает. Это приводит к тому, что зависимость разделительной способности гидроциклона от размера частиц, рассчитанная по инженерной методике более крутая, чем полученная по численной методике (рис.25).

Кроме этого инженерная методика не может учесть всех конструктивных и режимных особенностей конкретного гидроциклонного аппарата, в то время как численный расчет по модифицированной модели ведется для конкретной геометрии и конкретных режимных параметров.

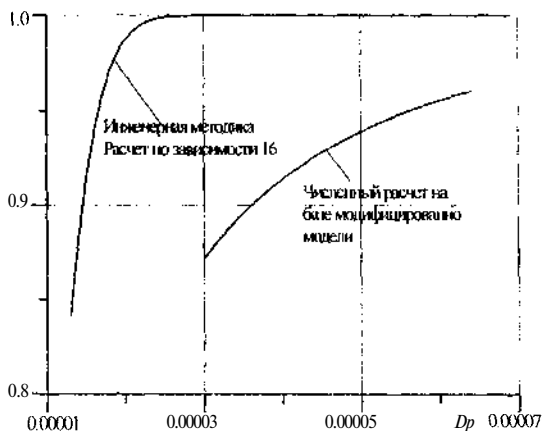


Рис. 25 Отношение расхода твердой фазы через нижний слив к расходу твердой фазы на входе в зависимости от размера частиц.

Помимо разделительной способности инженерная методика позволяет также, оценить соотношение общих объемных расходов через верхний и нижний сливные патрубки по формуле (17):

$$\frac{Q_{\text{низ}}}{Q_{\text{верх}}} = 108 \left( \frac{D_{\text{низ}}^{3.5} \rho_{\text{вх}}}{D_{\text{верх}} (\rho_{\text{вх}} \rho_{\text{низ}})} \right)^2 \quad (17)$$

Результаты гидродинамического расчета, приведенные выше, также позволяют оценить это отношение. Результаты сравнения значений этой величины, полученные тремя различными способами, также подтверждают более высокую точность численной методики расчета по сравнению с инженерным методом.

На базе цилиндрического и конического гидроциклонов, гидродинамика которых была рассчитана ранее, была создана и испытана в натурных условиях гидроциклонная установка (рис. 26) для разделения смеси воды, нефти и твердых частиц.

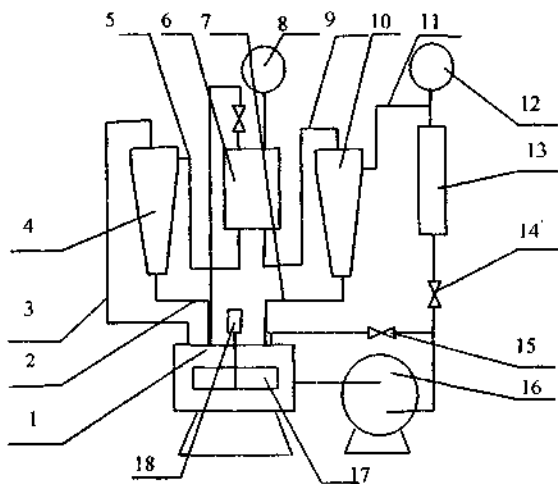


Рис. 26.Схема экспериментальной установки.

1-бак, 2-нижний выход цилиндрического гидроциклона, 3-верхний выход цилиндрического гидроциклона, 4-цилиндрический гидроциклон, 5-подводящий патрубок цилиндрического гидроциклона, 6-емкость для успокоения потока, 7-нижний выход конического гидроциклона, 8 - манометр контроля давления в успокоительной емкости, 9-верхний выход конического гидроциклона, 10-конический гидроциклон, 11-подводящий патрубок конического гидроциклона, 12-манометр контроля давления на входе в цилиндрический гидроциклон, 13-ротаметр для измерения расхода, 14,15 – вентили для регулирования расхода, 16-центробежный насос, 17-мешалка, 18-электродвигатель.

Трехкомпонентная смесь из бака 1 насосом 16 подавалась на вход конического гидроциклона 10, через верхний слив которого поступала на вход цилиндрического гидроциклона 4. Далее смесь из верхнего 3 и нижнего 2 сливов цилиндрического гидроциклона сливалась обратно в бак.

В ходе проведения экспериментов замерялись массовые концентрации песка и нефти, а также определялось фактическое распределение частиц дисперсной фазы по размерам на лабораторной



базе ТатНИПИнефть г. Бугульма. Испытания установки были выполнены в НГДУ «Иркеннефть» ОАО «Татнефть». Для испытаний использовалась смесь воды, нефти и песка привозимая с Кама-Исмагиловского ТП и УПВСН.

Анализ результатов показал, что после прохождения дисперсной смеси через цилиндрический и конический гидроциклоны не изменяется характерное распределение частиц по размерам (рис. 27), которое по своей форме ближе всего к логарифмически-нормальному распределению.

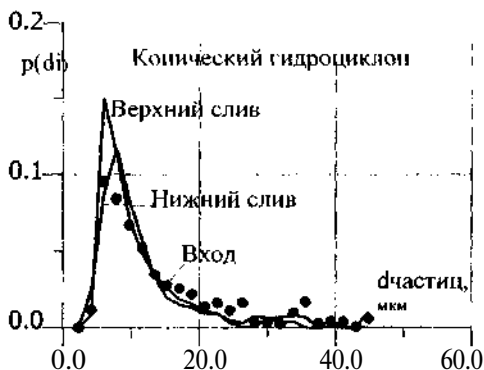


Рис. 27 Распределение частиц дисперсной фазы.

Результаты экспериментального определения разделительной способности гидроциклона показывают, что фактическая разделительная способность гидроциклонов оказалась ниже ожидаемой. По всей видимости, главной причиной этого является тот факт, что в пластовых водах дисперсная фаза не содержится в виде отдельных частиц песка и нефти. Капельки нефти соединяясь с частицами песка образуют новую дисперсную частицу, плотность которой зависит от соотношения размеров капельки нефти и песка. Если предположить, что вклад в плотность вновь образованной частицы соответствует концентрациям песка и нефти, то для воды Кама - Исмагиловского УПВСН плотность частицы составит порядка 990 кг/м<sup>3</sup>, что практически равно плотности воды. Для отделения

частиц с такой плотностью гидроциклоны спроектированные для выделения только песка и только нефти будут работать не так эффективно.

По результатам представленной работы могут быть сделаны следующие основные выводы:

### **Основные результаты и выводы**

1. Для расчета сложных турбулентных течений, имеющих место в проточных частях гидромеханических устройств и аппаратов химической технологии, разработана численная процедура, основанная на методе контрольного объема. Выявлены основные факторы, влияющие на сходимость и точность решения. Предложены эффективные меры по обеспечению сходимости решения и повышению его точности.

2. Методика оценки начального приближения гидродинамических параметров закрученного потока позволяет сократить время численного расчета приблизительно в 3 раза.

3. Гибридная модификация двухпараметрической к-ε модели турбулентности, основанная на аналогии между стратифицированным течением и течением с искривленными линиями тока позволяет адекватно отражать реальную картину всего поля рециркуляционных и закрученных течений, возникающих в промышленных устройствах. Предложенный вариант модификации может быть использован для предсказания гидродинамики сложных течений в расходомерных диафрагмах, камерах сгорания, гидроциклонах.

4. В результате численных экспериментов получено подробное описание структуры стационарного и нестационарного течения в расходомерной диафрагме. Выявлен резкий рост значений турбулентной кинетической энергии в зоне смешения транзитной и рециркуляционной частей потока за диафрагмой.

5. В ходе проведения экспериментальных исследований расходомерных характеристик диафрагмы в стационарных и нестационарных условиях отработаны оригинальные методики проведения нестационарных измерений. Установлено, что в стационарных условиях, погрешность измерения расхода в случае

использования коэффициентов расхода из ГОСТ 8.563,1-97, может достигать 4% (в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса). Данной погрешности не возникает в случае использования для расчета коэффициента расхода численного расчета, предложенного в работе. Предложенная математическая модель и процедуры расчета могут быть использованы для расчета мгновенных значений коэффициента расхода в нестационарных режимах.

6. Автоматизированные натурные эксперименты выявили характер пульсаций перепада давления на промышленных узлах. Установлено, что имеют место низкочастотные пульсации, приводящие к погрешности измерения расхода достигающей 2 процентов.

7. Приведены подробные численные расчеты структуры турбулентного закрученного потока в цилиндрическом канале. Выявлен характер влияния степени закрутки на поле гидродинамических параметров течения.

8. Предложена методика численного расчета гидродинамики гидроциклона. Представлены результаты численного эксперимента по определению параметров течений в коническом и цилиндрическом гидроциклонах.

9. Разработана и опробована методика расчета разделительной способности гидроциклона, основанная на статистическом подходе и позволяющая учитывать влияние турбулентных пульсаций на траекторию движения частицы и в конечном итоге на результаты разделения фаз в гидроциклоне. Результаты экспериментальной оценки работоспособности методики говорят о возможности ее практического применения при проектировании аппаратов для разделения твердых частиц.

10. Выполнены экспериментальные исследования по определению технологических параметров гидроциклонной установки по разделению трехкомпонентной смеси воды, песка и твердых частиц. Установлено, что в натурных условиях эффективность гидроциклонов, рассчитанных на разделение только нефти или песка ниже, чем при работе с двухфазными смесями.

### Список публикаций.

1. Фафурин В.А. Фафурин А.В, Желтова Е.А. Оценка методической погрешности при измерении расхода методом переменного перепада давления. // Охлаждаемые турбомашини и энергетические установки. — Казань, 1994. - С. 91-99.
2. Фафурин В.А. Муслимов Р.А. Гаптрахманов Р.Р. Характеристика натурных сигналов перепада давления при измерении расхода природного газа. // Тепло- и массообмен в химической технологии. -Казань, 1995. - С. 114 - 119.
3. Фафурин В.А. Юшко С.В. Понявин В.И. Газодинамический стенд для изучения нестационарных турбулентных потоков. // Школа молодых ученых при международной конференции "Математические методы в химии и химической технологии: Тез. докл. - Тула, 1996. - С.77-78.
4. Фафурин В.А. Нестационарное течение в трубе с осесимметричной диафрагмой. // Школа молодых ученых при международной конференции "Математические методы в химии и химической технологии: Тез. докл. — Тула, 1996. - С. 215-216.
5. Фафурин В.А., Муслимов Р.А., Юшко С.В., Понявин В.И., Стрельников, А.В. Особенности измерения нестационарного расхода соплом Витошинского. // VI-я конференция по интенсификации нефтехимических процессов "Нефтехимия-96": Тез. докл. - Нижнекамск, 1996 - С. 166-168.
6. Фафурин В.А. Нестационарное движение газа в осесимметричных диафрагмах: Автореф. дис. канд. техн. наук. - Казань, 1996. - С. 22.
7. Фафурин В.А. Юшко С.В., Понявин В.И., Муслимов Р.А. Измерение нестационарного расхода соплом Витошинского. // Изв. вузов. Сер. авиационная техника. - 1996. - № 4. - С. 24-30.
8. Fafurin V.A., Muslimov R.A., Yushko S.V. and Ponyavin V.I. Nonstationary flow rate measurement with use of Vitoshinskii nozzle. // Russian Aeronautics. - №4, V. 39. - P. 43-48.
9. Фафурин В.А., Муслимов Р.А. Уточнение коэффициента расхода диафрагм. // Интенсификация тепло- и электроэнергетики. — Казань, 1997. - С. 32-35.
10. Фафурин В.А., Муслимов Р.А., Математическое моделирование отрывного турбулентного потока с помощью к-е модели. //


- Ежегодный международный конгресс «Новые высокие технологии для газовой, нефтяной промышленности, энергетики и связи»: Тез. докл. - Москва, 1997. - С.45.
11. Фафурин В.А., Гаптрахманов Р.Р. Спектры пульсаций перепада давления при измерении расхода газа. // 11 Всероссийская конференция молодых ученых, специалистов и студентов по проблемам газовой промышленности России: Тез. докл. — Москва, 1997 - С.3.
  12. Фафурин В.А., Гортышов А.Ю. Интенсификация теплообмена на начальном участке осесимметричных каналов // Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 1997. - С.69.
  13. Фафурин В.А., Фафурин А.В. Измерение пульсирующих потоков энергоносителей. // Ежегодный международный конгресс «Новые высокие технологии для газовой, нефтяной промышленности, энергетики и связи»: Тез. докл. — Казань, 1998. - С.35.
  14. Фафурин В.А. Турбулентное движение газа в осесимметричных диафрагмах. // Газовая промышленность. - 1999. - №4 - С.25-27.
  15. Фафурин В.А., Муслимов Р.А., Риянов Р.А. Перспективы получения и использования сжиженного природного газа. // Изв. вузов. Сер. проблемы энергетики. - 1999 №1-2. С. 54-57.
  16. Фафурин В.А., Акберов Р.Р., Понявин В.И. Численное моделирование течений в осесимметричных каналах методом конечных элементов. // Тепло массообменные процессы и аппараты химической технологии. Тематический сборник научных трудов Вестника КГТУ. — Казань, 1998. - С. 160-167.
  17. Фафурин В.А., Акберов Р.Р., Понявин В.И. Особенности моделирования турбулентных течений вблизи твердой стенки. // Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 1999. - С.73.
  18. Фафурин В.А., Акберов Р.Р., Понявин В.И. Расчет поля температур турбулентного течения в трубе. // Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 1999. - С.73.
  19. Фафурин В.А., Акберов Р.Р., Понявин В.И. Расчет слабозакрученного течения в трубе. // Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 1999. - С.73.
  20. Фафурин В.А., Акберов Р.Р., Понявин В.И. Применение метода конечных элементов для расчета гидродинамики и теплообмена в

- турбулентных потоках. // Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергостроении. Труды Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН В.Е. Алмасова: Тез. докл. - Казань, 1999. - С.116-119.
21. Фафурин В.А. Расчет вращающегося турбулентного потока на основе модифицированной к-е модели. Теплообменные процессы и аппараты химической технологии. Тематический сборник научных трудов Вестника КГТУ. - Казань, 2000. - С. 27-32.
  22. Фафурин В.А. Моделирование закрученного потока на основе двухпараметрической модели турбулентности. // Изв. вузов. Сер. авиационная техника. - 2000. - № 3. - С.74-77.
  23. Фафурин В.А. Гибридная двухпараметрическая модель для рециркуляционного потока. // Изв. вузов. Сер. проблемы энергетики. - 2000 - №3-4. - С. 31-35.
  24. Fafurin V.A. Simulation of swirl flow based on the turbulence two-parameter model. // Russian Aeronautics. - 2000.- V.43,N3. P.112-115.
  25. Фафурин В.А., Раскина О.А. Особенности численного расчета турбулентных закрученных потоков. // Теплообменные процессы и аппараты химической технологии. Тематический сборник научных трудов Вестника КГТУ. - Казань, 2001. - С. 104-107.
  26. Фафурин В.А., Раскина О.А. Кинематическая структура потока на начальном участке трубы. // IV научно-практическая конференция молодых ученых и специалистов Республики Татарстан: Тез. докл. - Казань, 2001. - С. 157.
  27. Фафурин В.А., Гареев. Р.Р. Установка для изучения процессов разделения воды и нефти в гидроциклоне. // IV научно-практическая конференция молодых ученых и специалистов Республики Татарстан: Тез. докл. - Казань, 2001. - С. 156.
  28. Фафурин В.А., Раскина О.А., Фафурина Е.А. Модификация двухпараметрической модели турбулентности для моделирования закрученного потока. // Российский национальный симпозиум по энергетике: Тез. докл. - Казань, 2001. - С.234-236.

29. Фафурин В.А., Гареев Р.Р., Хайрутдинов А.И. Использование гидроциклона для разделения воды и нефти. // Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 2002. - С. 130.
30. Фафурин В.А, Раскина О.А. Кинематическая структура турбулентного потока с закруткой// Научная сессия КГТУ: Тез. докл. - Казань, 2002. - С. 131
31. Фафурин В.А Моделирование вращающихся и рециркуляционных потоков на основе гибридной двухпараметрической к-ε модели. // ИФЖ. - 2002.- Том 75, № 1.- С. 76-81.
32. Фафурин В.А, Гареев Р.Р., Раскина О.А. Гидроциклонная установка для разделения гетерогенных сред. // XIV Всероссийская межвузовская научно-техническая конференция «Внутрикамерные процессы в энергетических установках, акустика, диагностика, экология»:Тез. докл. - Казань, 2002. - С. 188-190.
33. Фафурин В.А, Гареев Р.Р., Раскина О.А. Математическое моделирование гидродинамики потока в диафрагме. XIV Всероссийская межвузовская научно-техническая конференция «Внутрикамерные процессы в энергетических установках, акустика, диагностика, экология»:Тез. докл. - Казань, 2002. - С. 186-188.
34. Фафурин В.А, Использование двухпараметрической модели турбулентности для моделирования течений с искривленными линиями тока. // Второй международный конгресс «Нелинейный динамический анализ»: Тез.докл. - Москва 2002. - С.246.
35. Fafurin V.A. Modeling of Rotating and Recirculation Flows on the Basis of a Hybrid Two-Parameter  $k - \epsilon$  Model // Journal of engineering physics and thermophysics. ~ 2002 - V. 75, N. 1- P. 77-82.
36. Фафурин В.А, Статистический метод определения разделительной способности гидроциклона на основе расчета траектории частицы. Проблемы энергетики. // Изв. вузов. Сер. проблемы энергетики. - 2002. - №9-10. - С. 31-35.
37. Фафурин В.А, Распределение локальных гидродинамических параметров в проточной части гидроциклона // Изв. вузов, Сер. проблемы энергетики. - 2002. - №9-10. - С. 36-39

38. Фафурин В.А. Гидродинамика и разделительная способность гидроциклона. // Тепломассообменные процессы и аппараты химической технологии. Тематический сборник научных трудов Вестника КГТУ. - Казань, 2002. - С. 104-107.
39. Фафурин В.А. Структура течения в гидроциклоне. // Тепломассообменные процессы и аппараты химической технологии. Тематический сборник научных трудов Вестника КГТУ. - Казань, 2002. - С. 108-111.
40. Фафурин В.А. Гидродинамика однофазного потока в гидроциклоне. // Препринт Казанского государственного технологического университета. - 2002. - 24с.
41. Фафурин В.А., Раскина О.А. Расчет траектории частицы дисперсной фазы в гидроциклоне. // Известия вузов. Сер. химия и химическая технология. - 2003. - Т.46, Вып.4. - С.121-123.
42. Фафурин В.А. Оценка кинематической структуры течения в гидроциклоне. // Известия вузов. Сер. химия и химическая технология. - 2003. - Т.46, Вып.3. - С.145-147.
43. Фафурин В.А., Гареев Р.Р. Промышленные испытания гидроциклонной установки для разделения трехкомпонентной смеси. // Известия вузов. Сер. химия и химическая технология. - 2003. - Т.46, Вып.4. - С.123-124.
44. Фафурин В.А. Оценка коэффициента расхода диафрагмы при нестационарном течении газа. // Измерительная техника. - 2003. - №5. - С.32-34.

Соискатель:



В.А. Фафурин.

Заказ 150

Тираж 100 экз.

---

Офсетная лаборатория КГТУ  
420015, Казань, ул. К.Маркса, 68.